

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ГОУ ВПО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра станков и инструментов

В.И. Сулинов
С.В. Щепочкин
А.К. Гороховский

Подъемно-транспортные машины отрасли

Расчет и проектирование аспирационных установок автономного типа

Методические указания
для проведения практических занятий
очной и заочной форм обучения
направления 656300 «Технология
лесозаготовительных и деревообрабатывающих производств»
специальности 250403 «Технология деревообработки»

Екатеринбург
2010

Печатается по рекомендации методической комиссии факультета МТД
Протокол № 1 от 20 сентября 2008 г.

Рецензент – И.Т. Глебов, канд. техн. наук,
профессор кафедры станков и инструментов

Редактор Л.Д. Черных
Оператор Г. И. Романова

Подписано в печать 29.03.10.		Поз.2
Плоская печать	Формат 60×84 1/16	Тираж 50 экз.
Заказ	Печ. л. 0,7	Цена 4руб. 28 коп.

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ
Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

Введение

Цель методических указаний – углубить знания студентов специальности 250403 «Технология деревообработки» по ряду теоретических вопросов изучаемой дисциплины «Подъемно-транспортные машины отрасли», показать на практике основные особенности расчета и проектирования аспирационных установок автономного типа.

Латинское слово *aspiration* означает вдыхание. Это слово в данном случае характеризует принцип действия инженерных систем, состоящий в отсасывании воздуха от технологического оборудования.

По характеру связи с технологическим оборудованием системы аспирации делятся [1] на централизованные и автономные. К централизованным относятся системы аспирации, к которым подключено несколько рабочих органов деревообрабатывающего оборудования с независимым включением и выключением.

К автономным системам аспирации относятся системы, обслуживающие один или несколько рабочих органов технологического оборудования, включаемых и выключаемых одновременно. Как правило, это рабочие органы одной единицы оборудования. Главное назначение аспирационных установок – максимальное удаление всех измельченных отходов (стружек, опилок, пыли) в момент их образования на станках при одновременном обеспечении в рабочей зоне станочника санитарно-гигиенических условий труда.

1. Общие сведения об аспирационных установках

В настоящее время аспирационные установки автономного типа в деревообрабатывающих цехах находят всё более широкое распространение. Этому в значительной степени способствует их мобильность, простота конструкции, достаточно высокая степень очистки запыленного воздуха (до 99,5 %), а также сравнительно малая энергоемкость.

Изготовление автономных аспирационных установок освоено целым рядом отечественных фирм. Одним из крупнейших в России среди изгото-

вителей и поставщиков аспирационных установок является производственное объединение «Ками-Станко-Агрегат».

Несмотря на внешнее компоновочное различие, все аспирационные установки автономного типа состоят из следующих частей (рис. 1): 1 – электропривод; 2 – вентиляционное колесо; 3 – кожух вентилятора, переходящий в циклонный элемент; 4 – матерчатый фильтр; 5 – пылесборник; 6 – опорная рама; 7 – входной патрубок; 8 – коллекторный элемент.

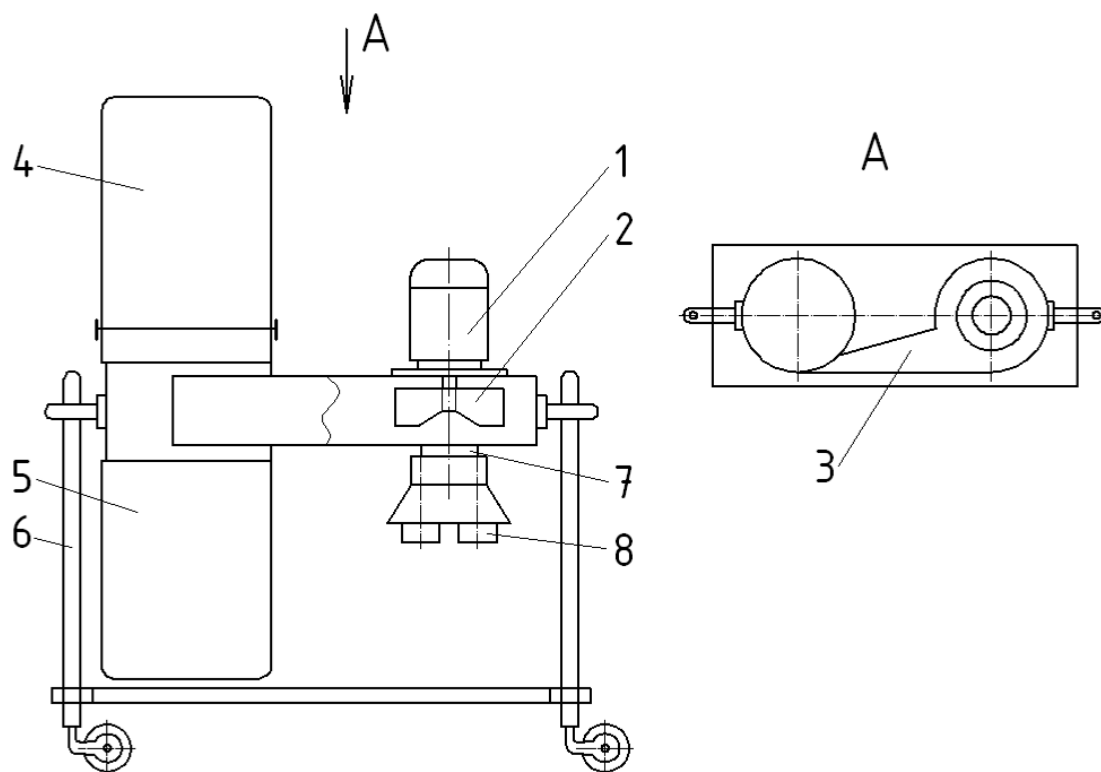


Рис. 1. Аспирационная установка автономного типа

Перед вентиляционным колесом может располагаться одно или несколько входных патрубков 7 с возможностью присоединения к ним гибких воздухопроводов стандартных сечений. Если установка рассчитывается на работу с несколькими входными патрубками, то на ее основной патрубок крепится коллекторный элемент 8.

Исходными данными для расчета аспирационной установки являются такие показатели, как объем отсасываемого воздуха Q ($\text{м}^3/\text{с}$) и развиваемый вентилятором напор H (Па).

2. Конструирование и расчет аспирационных установок автономного типа

Развиваемый вентилятором напор определяют по формуле

$$H = \Delta P_{\partial/\phi} + \Delta P_{\phi}, \quad (1)$$

где $\Delta P_{\partial/\phi}$ – потери давления на участке от пылеприемника до фильтра;
 ΔP_{ϕ} – потери давления на фильтре.

Потери давления $\Delta P_{\partial/\phi}$ находятся по общепринятой методике [2] по формуле

$$\Delta P_{\partial/\phi} = \rho \frac{V^2}{2} \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \delta \right), \quad (2)$$

где ρ – плотность воздуха, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$;
 V – скорость воздуха в воздуховоде, м/с;
 l – длина воздуховода, м;
 d – диаметр воздуховода, м;
 λ – коэффициент гидравлического трения, который с достаточной степенью точности находится по формуле Блесса

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{d}.$$

Местные потери давления на фильтре ΔP_{ϕ} , изготовленном из ткани «Смог» применительно к установкам типа УВП по опытным данным кафедры Станков и инструментов УГЛТУ составляют 150...200 Па. С учетом того, что гибкие воздуховоды имеют повышенное гидравлическое сопротивление, потери давления по длине воздуховода рекомендуется удваивать, т.е. формула (2) будет иметь вид

$$\Delta P_{\partial/\phi} = \rho \frac{V^2}{2} \left(\lambda \frac{2l}{d} + \Sigma \delta \right). \quad (3)$$

Как показывает практика, современные аспирационные установки типа УВП рассчитываются на создание напора до 1200...1500 Па.

Следующим этапом расчета аспирационной установки является расчет геометрических параметров радиального пылевого вентилятора (рис. 2), которыми обычно снабжаются аспирационные установки.

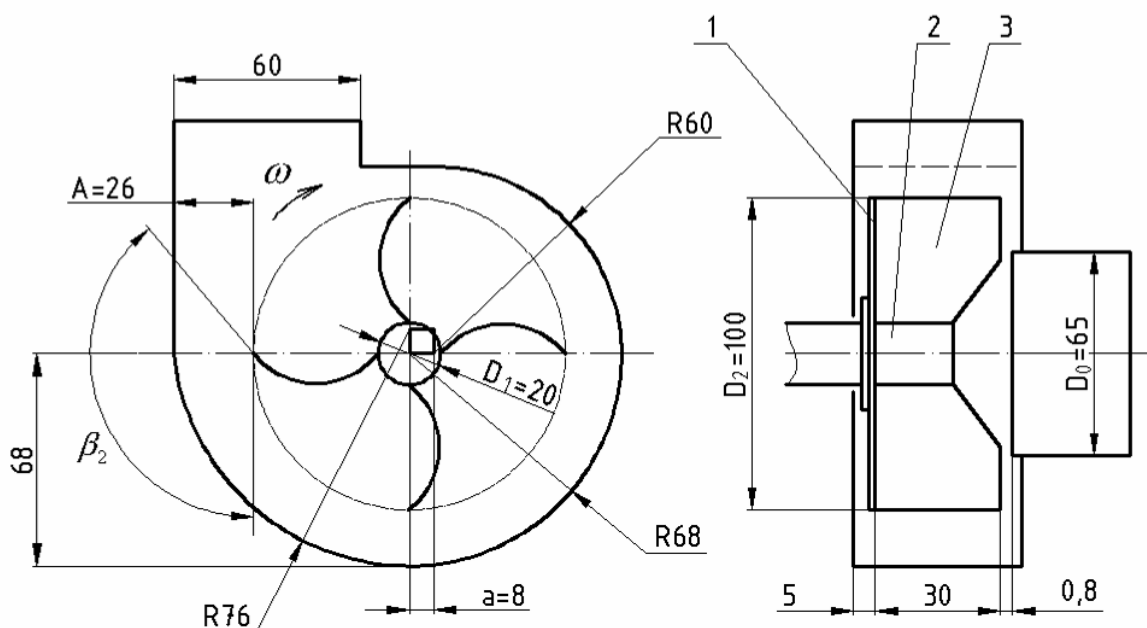


Рис. 2. Схема радиального пылевого вентилятора

Приведенные на рис. 2 числовые значения, позволяют ориентировочно определить геометрические параметры проектируемого вентилятора, если размер рабочего колеса D_2 принять за 100 %.

Само рабочее колесо вентилятора включает такие детали как установочный диск 1, базовая втулка (или ступица колеса) 2 и лопасти 3.

Теоретически, согласно методике [3], диаметр рабочего колеса вентилятора определяется через критерий быстроходности по формуле

$$n_v = C \frac{Q^{0,5} \omega}{H^{0,75}}, \quad (4)$$

где C – коэффициент пропорциональности, $C = 53$ [3];

Q – объем отсасываемого воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$;

ω – угловая скорость рабочего колеса вентилятора, $\text{рад}/\text{с}$;

H – напор, развиваемый вентилятором, Па .

Оптимальное с точки зрения затрачиваемой энергии значение диаметра входного патрубка вентилятора D_0 , м, находится из выражения

$$D_0 = K \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}}, \quad (5)$$

где K – коэффициент для радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед при $n_v = 20 \dots 55$ рекомендуется принимать $K = 1,65$.

Радиальные вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед наиболее экономичны, когда угол выхода воздушного потока с лопаток (рис. 2) $\beta_2 = 140 \dots 160^\circ$, а критерий $n_v = 20 \dots 55$. В этом случае наружный диаметр рабочего колеса определяется из соотношения

$$D_2 = (1,5 \dots 1,7) D_0. \quad (6)$$

Расчетная ширина лопаток колеса находится из выражения

$$b = \frac{K_1 D_0}{4}, \quad (7)$$

где K_1 – коэффициент запаса, $K_1 = 1,2 \dots 2,5$.

При этом коэффициент запаса K_1 принимается тем больше, чем больше отношение D_0/D_2 .

Величину раскрытия спирального корпуса A , м, (рис. 2) при лопатках колеса, загнутых вперед, можно принять:

$$A = (0,25 \dots 0,3) D_2. \quad (8)$$

Величина раскрытия спирального корпуса A представляет собой наибольшее расстояние от стенки корпуса до лопаточного колеса. Обычно очертание спирального корпуса соответствует архимедовой спирали.

Приближенно архимедову спираль можно построить при помощи так называемого конструкторского квадрата со стороной a .

Сторона квадрата $a \approx 0,08 D_2$.

Число лопаток колеса вентилятора находится по формуле

$$Z = 3,14 \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right), \quad (9)$$

где D_1 – внутренний диаметр колеса, м, (конструктивно $D_1 \geq 0,2 D_2$).

Для того, чтобы лопатки колеса устанавливались под оптимальным углом на выходе $\beta_2 = 140 \dots 160^\circ$ авторами предлагается пользоваться следующей зависимостью для определения стрелы кривизны лопаток (рис. 3)

$$f = 0,25 (D_2 - D_1) \operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2}, \quad (10)$$

где f – стрела кривизны, мм;

D_2 и D_1 – наружный и внутренний диаметр колеса, соответственно, мм;

β_1 – половина центрального угла, соответствующего дуге изгиба лопаток колеса.

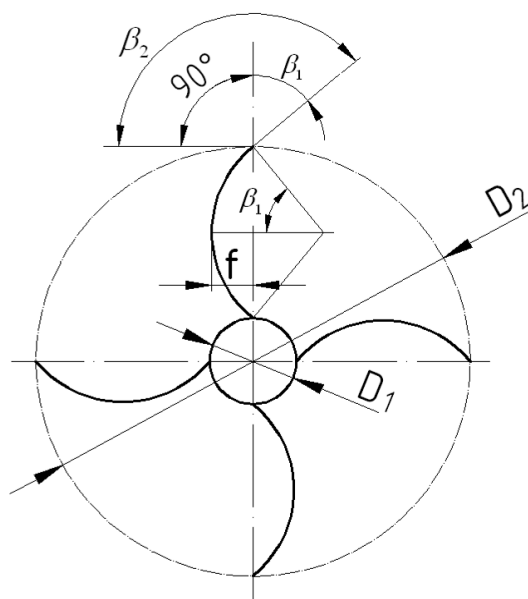


Рис. 3. Схема определения стрелы кривизны лопаток вентилятора

Как видно из рис. 3, угол β_1 по построению может быть найден из условия:

$$\beta_2 = 90^\circ + \beta_1, \quad \text{т.е.} \quad \beta_1 = \beta_2 - 90^\circ. \quad (11)$$

Следующим этапом расчета аспирационной установки является расчет площади S матерчатого фильтра:

$$S = \frac{Q}{n \cdot V_\phi}, \quad (12)$$

где n – количество фильтров;

V_ϕ – допустимая скорость воздуха на выходе из фильтра (скорость фильтрации), м/с;

По опытным данным [4] при удалении опилок и стружки скорость фильтрации составляет $V_\phi \leq 0,2 \dots 0,3$ м/с, а при удалении древесной пыли $V_\phi \leq 0,15 \dots 0,2$ м/с. Затем по требуемой площади фильтрации S выбирается стандартный тканевый фильтр.

Заключительным этапом проектирования является расчёт мощности привода вентилятора N , кВт, и выбор электродвигателя:

$$N = \frac{Q H}{1000 \eta_i \eta_v}, \quad (13)$$

где η_n – КПД привода вентилятора;

η_v – КПД самого вентилятора.

Пример:

Требуется рассчитать основные геометрические параметры проектируемого вентилятора при условии, что частота вращения ротора $n = 2970 \text{ мин}^{-1}$, объем отсасываемого воздуха $Q = 1800 \text{ м}^3/\text{ч}$ или $Q = 0,5 \text{ м}^3/\text{с}$, напор, развиваемый вентилятором $H = 1300 \text{ Па}$.

Решение:

1. Угловая скорость вращения колеса

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2970}{30} = 310,8 \text{ с}^{-1}.$$

2. Критерий быстроходности

$$n_v = C \frac{Q^{0,5} \omega}{H^{0,75}} = 53 \frac{0,5^{0,5} 310,8}{1300^{0,75}} = 53,79.$$

3. Оптимальное значение диаметра входного патрубка по формуле (5):

$$D_0 = K \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}} = 1,65 \sqrt[3]{\frac{0,5}{310,8}} = 0,193 \text{ м}.$$

Принимаем диаметр входного патрубка $D_0 = 0,19 \text{ м}$.

4. Наружный диаметр рабочего колеса находим по формуле (6):

$$D_2 = (1,5 \dots 1,7) D_0 = 1,6 \cdot 0,19 = 0,304 \text{ м},$$

Принимаем $D_2 = 0,3 \text{ м}$.

5. Ширина лопаток колеса по формуле (7) при коэффициенте запаса $K_1 = 2,1$:

$$b = \frac{K_1 D_0}{4} = \frac{2,1 \cdot 0,19}{4} = 0,1 \text{ м}.$$

6. Величину раскрытия спирального корпуса находим по формуле (8):

$$A = (0,25 \dots 0,3) D_2; \quad A = 0,3 \cdot 0,3 = 0,09 \text{ м}.$$

7. Число лопаток колеса вентилятора по формуле (9) для фактических значений D_2 и D_1

$$Z = 3,14 \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) = 3,14 \left(\frac{0,3 + 0,06}{0,3 - 0,06} \right) = 4,71.$$

Число лопаток можно принять $Z = 5$.

8. По формуле (11) определяем угол β_1 при условии, что угол $\beta_2 = 140^\circ$:

$$\beta_1 = \beta_2 - 90^\circ = 140 - 90 = 50^\circ.$$

9. Стрела кривизны лопаток по формуле (10)

$$f = 0,25(D_2 - D_1) \operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2} = 0,25(300 - 60) \operatorname{tg} 25^\circ = 28 \text{ мм}.$$

10. Требуемая площадь фильтрующего элемента из ткани «Смог» при условии, что скорость фильтрации $V_{\phi} \leq 0,3$ м/с (примем $V_{\phi} = 0,3$ м/с), а число фильтров $n = 1$, определится из формулы (12):

$$S = \frac{Q}{n \cdot V_{\phi}} = \frac{0,5}{1 \cdot 0,3} = 1,66 \text{ м}^2.$$

11. Для условно принятого значения КПД вентилятора $\eta = 0,6$ для рассматриваемого случая потребная мощность привода составит:

$$N = \frac{QH}{1000\eta} = \frac{0,5 \cdot 1300}{1000 \cdot 0,6} = 1,08 \text{ кВт}.$$

3. Содержание практического занятия

Согласно принятому варианту задания (таблица) для заданных значений расхода воздуха Q и развиваемого вентилятором напора H требуется рассчитать основные геометрические параметры проектируемого вентилятора.

Исходные данные для определения геометрических параметров проектируемого вентилятора

№ варианта	Объем отсасываемого воздуха Q , м ³ /с	Напор, развиваемый вентилятором H , Па	Угол выхода воздушного потока с лопаток β_2 , град.	Частота вращения вентиляторного колеса n , мин ⁻¹
1	0,50	1500	140	2970
2	0,60	1550	142	2920
3	0,47	1400	145	2950
4	0,54	1480	148	2980
5	0,42	1370	150	2910
6	0,61	1600	155	2940
7	0,58	1540	157	2960
8	0,60	1650	160	2975
9	0,65	1700	138	2985
10	0,45	1350	153	2935
11	0,42	1300	147	2945
12	0,5	1420	158	2955

В процессе расчетов необходимо определить:

- 1) n_v – критерий быстроходности;
- 2) D_0 – диаметр входного патрубка, мм;
- 3) D_2 – внешний диаметр рабочего колеса вентилятора, мм;
- 4) b – ширина лопаток колеса, мм;
- 5) A – величина раскрытия спирального корпуса (кожуха) вентиляторного колеса, мм;
- 6) Z – число лопаток колеса вентилятора;
- 7) f – стрела кривизны изгиба лопаток колеса, мм;
- 8) Число и размеры фильтрующих элементов: диаметр, высота (окончательные размеры фильтра принимаются с учетом эргономических требований, возможностей человека);
- 9) N – мощность привода вентилятора, кВт.

После выполнения расчетов на отдельном листе формата А4 или А3 воспроизводится эскиз проектируемого радиального пылевого вентилятора в масштабе 1:2, 1:2,5 или 1:4 (по аналогии с рис. 2 данных методических указаний). На этом эскизе проставляются числовые значения размеров вентилятора, полученные в процессе расчета.

Библиографический список

1. Александров А.Н., Козориз Г.Ф. Пневмотранспорт и пылеулавливающие сооружения на деревообрабатывающих предприятиях. Справочник / Под. ред. А.Н. Александрова. – М.: Лесн. пром-ть, 1988. – 248 с.
2. Таубер Б.А., Калитеевский Р.Е., Громцов Е.К. Внутризаводский транспорт. – М.: Лесн. пром-ть, 1978. – 238 с.
3. Калинушкин М.П. Вентиляционные установки. – М.: Высш. шк., 1979. – 220 с.
4. Сулинов В.И., Гороховский А.К., Щепочкин С.В. К вопросу расчета аспирационных систем / Материалы IX международной научно-технической конференции «Лес-2008» / Брянск.